

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
Воронежский государственный технический университет

Кафедра теплогазоснабжения и нефтегазового дела

**РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ  
И КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА**

Методические указания  
к выполнению курсовой и практической работы  
по дисциплинам «Тепломассообмен», «Теплогазоснабжение с основами  
теплотехники», «Энергосбережение в теплоэнергетике», «Технические  
средства и методы защиты окружающей среды», «Техническая  
термодинамика и теплотехника»  
для бакалавров направлений 08.03.01 Строительство,  
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 21.03.01 Нефтегазовое дело,  
18.03.01 Химическая технология  
всех форм обучения

Воронеж 2021

УДК 536.24 (075,8)  
ББК

Составители: В.Н. Мелькумов, Н.А. Петрикеева

Расчёт процессов теплопроводности и конвективного теплообмена: метод. указания к выполнению курсовой и практической работы / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост. В.Н. Мелькумов, Н.А. Петрикеева. Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. 38 с.

Изложены методические рекомендации для решения практических задач конвективного теплообмена и расчета теплообменных аппаратов. Данный раздел может являться как самостоятельным расчетом, так и составным элементом расчетов по теплотехнике, энергосбережению, охране воздушного бассейна и защите окружающей среды от тепловых выбросов объектов энергетики.

Предназначены для бакалавров направлений 08.03.01 Строительство, 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 21.03.01 Нефтегазовое дело, 18.03.01 Химическая технология всех форм обучения по дисциплинам «Тепломассообмен», «Теплогазоснабжение с основами теплотехники», «Энергосбережение в теплоэнергетике», «Технические средства и методы защиты окружающей среды», «Техническая термодинамика и теплотехника».

Ил.12. Табл. 12. Библиогр.: 4 назв.

УДК 536.24 (075,8)  
ББК

Рецензент - М.Н. Жерлыкина, канд. тех. наук, доц., доцент кафедры жилищно-коммунального хозяйства ВГТУ

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского  
государственного технического университета

## Оглавление

Введение .....	4
1. Конвективный теплообмен .....	4
1.1. Определение количества передаваемого тепла и температуры нагреваемой среды на выходе из теплообменного аппарата .....	4
1.1.1. Водяной экономайзер .....	5
1.1.2. Воздухоподогреватель .....	6
1.1.3. Теплообменник с кипящим теплоносителем .....	7
1.1.4. Теплообменник типа «отопительный прибор» .....	7
1.2. Определение коэффициента теплоотдачи со стороны греющей среды .....	8
1.2.1. Определение конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи .....	8
1.2.2. Определение лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи .....	11
1.3. Определение коэффициента теплоотдачи со стороны нагреваемой среды .....	12
1.3.1. Водяной экономайзер и воздухоподогреватель .....	12
1.3.2. Теплообменник с кипящим теплоносителем .....	13
1.3.3. Теплообменник с оребренной поверхностью теплообмена (отопительный прибор) .....	14
1.4. Определение коэффициента теплопередачи теплообменного аппарата .....	16
1.4.1. Водяной экономайзер, воздухоподогреватель и теплообменник с кипящим теплоносителем .....	16
1.4.2. Теплообменник типа «отопительный прибор» .....	16
1.5. Определение среднего температурного напора .....	16
1.6. Определение расчетной теплообменной поверхности .....	17
1.7. Заключение .....	17
2. Задания для расчетов .....	18
Задание № 1 .....	18
Задание № 2 .....	21
Задание № 3 .....	24
Задание № 4 .....	27
Библиографический список .....	28
Приложение 1. Некоторые значения физических свойств различных сред и веществ .....	29
Приложение 2. Значения поправочного коэффициента для определения среднелогарифмического температурного напора в зависимости от схемы движения теплоносителя .....	36

## **ВВЕДЕНИЕ**

Методические указания служат для освоения методов расчета процессов конвективного теплообмена и методики расчета теплообменных аппаратов.

В первом разделе методических указаний изложены теоретические основы конвективного теплообмена, второй раздел содержит задания для расчета теплообменных аппаратов и отдельных составляющих. В приложении приведены таблицы, необходимые для текущих расчетов: физические свойства сухого воздуха, физические свойства воды на линии насыщения, физические свойства дымовых газов, физические свойства водяного пара на линии насыщения, степень черноты полного нормального излучения для различных материалов, соотношения между единицами измерения системы МКГСС и международной системы единиц.

Общее количество задач достаточно для индивидуального решения их как во время аудиторных занятий, так и при выполнении контрольных и курсовых работ во внеаудиторное время.

Номер задания, вариант и элемент расчета выбирается преподавателем. В работе студент должен предусмотреть расчетную и графическую часть, выполненную в масштабе на листе формата А4. Теоретическая часть выполняется с описанием основных формул, используемых при расчете, и пояснением выбора необходимых коэффициентов и справочных величин.

Данная тематика актуальна и может являться как самостоятельным расчетом, так и составным элементом расчетов по теплотехнике, энергосбережению, охране воздушного бассейна и защите окружающей среды от тепловых выбросов объектов энергетики.

## **1 КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН**

В данном разделе приводятся расчётные формулы и рекомендации по определению коэффициентов теплопередачи и расчётной теплообменной поверхности некоторых теплообменных аппаратов, применяемых в теплоэнергетических установках: теплообменных аппаратов, применяемых в системах отопления, водяных экономайзеров, воздухоподогревателей,.

Коэффициенты теплоотдачи рассчитываются с помощью критериальных уравнений, выбор соответствующего типа критериального уравнения должен производиться самостоятельно в соответствии со схемой и режимом течения теплоносителя конкретного варианта теплообменного аппарата.

### **1.1 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПЕРЕДАВАЕМОГО ТЕПЛА И ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ НА ВЫХОДЕ ИЗ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**

Количество передаваемого тепла и расчётная теплообменная поверхность теплообменного аппарата (ТА) определяются путем решения системы известных уравнений:

теплового баланса

$$Q = G_1 \Delta i_1 = G_2 \Delta i_2 \quad (1.1)$$

и теплопередачи

$$Q = K H_p \Delta t, \quad (1.2)$$

где  $Q$  - количество тепла, передаваемого от греющей к нагреваемой среде, Вт;  $\Delta t$  - средний температурный напор между греющей и нагреваемой средами,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $G_1, G_2$  - соответственно расход греющей и нагреваемой среды, кг/с;  $\Delta i_1, \Delta i_2$  - соответственно изменение вдоль теплообменной поверхности энтальпий греющей и нагреваемой сред, Дж/кг;  $K$  - коэффициент теплопередачи ТА, Вт/( $\text{м}^2 \cdot \text{град}$ );  $H_p$  - расчетная теплообменная поверхность ТА,  $\text{м}^2$ .

Методика определения входящих в уравнения неизвестных изложена ниже.

В развернутом виде уравнение теплового баланса, с учетом потерь тепла в окружающую среду, для различных типов ТА выглядит следующим образом.

### 1.1.1 Водяной экономайзер

$$Q = \varphi V_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (1.3)$$

где  $\varphi$  - коэффициент сохранения тепла ТА, определяемый по формуле

$$\varphi = (1 - q_5 / 100) \quad (1.4)$$

где  $q_5$  - относительная величина потерь тепла в окружающую среду, %, принимаемая согласно задания;

$V_1$  - расход дымовых газов,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $C_{p1}$  - средняя изобарная теплоемкость дымовых газов, Дж/( $\text{м}^3 \cdot \text{град}$ ), определяемая по формуле

$$C_{p1} = \sum C_{pi} r_i \quad (1.5)$$

где  $C_{pi}$  - средние изобарные теплоёмкости составляющих дымовых газов в продуктах сгорания топлива при температуре  $t_{1ж}$ , выбираемые по табл 1.1, Дж/( $\text{м}^3 \cdot \text{град}$ );  $r_i$  - объёмное содержание составляющих газов в продуктах сгорания топлива (см. состав дымовых газов в задании, %) принимаемое в долях;

$t_1', t_1''$  - соответственно температура греющей среды на входе и выходе из ТА,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $G_2$  - расход нагреваемой среды, кг/с;  $C_{p2}$  - средняя теплоёмкость воды,

Дж/(кг·град), при температуре  $t_{2ж}$ , определяемая по табл. П.1.2;  $t_2', t_2''$  - соответственно температура воды на входе и выходе из ТА, °С.

При этом средние температуры теплоносителя определяются:

$$t_{1ж} = 0,5(t_1' + t_1'') - \text{средняя температура греющей среды, } ^\circ\text{С};$$

$$t_{2ж} = 0,5(t_2' + t_2'') - \text{средняя температура нагреваемой среды, } ^\circ\text{С}.$$

Здесь и далее величины с нижним индексом «1» соответствуют греющей среде, в данном случае уходящим дымовым газам; величины с индексом «2» соответствуют нагреваемой среде (например, вода или воздух).

В случае, когда необходимой температуры нет среди значений таблицы, прибегают к интерполяции значений. Расчеты необходимо выполнять в системе СИ и учитывать размерность основных величин, при необходимости выполняя перевод (например,  $V_1$  из нормальных кубометров в час, м<sup>3</sup>/ч, по заданию в нормальные кубометры в секунду, м<sup>3</sup>/с и др.).

Из левой части уравнения (1.3) определяется  $Q$ , а затем приравнивается к правой части уравнения, откуда и выражается окончательно неизвестная  $t_2''$ .

Таблица 1.1

Средние изобарные теплоёмкости газов и воздуха  
в зависимости от температуры

t, °С	Удельная теплоёмкость, кДж/(м <sup>3</sup> ·град)				
	СО <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	воздух
0	1.597	1.295	1.304	1.495	1.265
100	1.669	1.298	1.318	1.507	1.300
200	1.785	1.301	1.335	1.521	1.309
300	1.865	1.306	1.355	1.544	1.317
400	1.929	1.317	1.379	1.565	1.329
500	1.990	1.326	1.399	1.591	1.342
600	2.037	1.339	1.417	1.615	1.356
700	2.092	1.353	1.434	1.642	1.372
800	2.133	1.367	1.449	1.671	1.385
900	2.173	1.379	1.467	1.696	1.398
1000	2.205	1.394	1.477	1.722	1.410
1100	2.235	1.403	1.489	1.749	1.420
1200	2.265	1.415	1.501	1.777	1.434

### 1.1.2 Воздухоподогреватель

$$Q = \varphi V_1 C_{p1} (t_1' - t_1'') = V_2 C_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (1.6)$$

где  $V_2$  - расход нагреваемого воздуха, м<sup>3</sup>/с, определяемый из соотношения  $V_2 = G_2 / \rho$  (здесь  $\rho$  – плотность нагреваемого воздуха, взятая при  $t_{2ж}$  по табл. П.1.1);  $Cp_2$  - средняя изобарная теплоёмкость воздуха, Дж/(м<sup>3</sup>·град), при температуре  $t_{2ж}$ , определяемая по табл. П.1.1;  $t_2', t_2''$  - соответственно температура воздуха на входе и выходе из ТА, °С;

Величины с индексом «1» соответствуют греющей среде, в данном случае уходящим дымовым газам, и подробно описаны выше (см. п.1.1.1).

Из левой части уравнения (1.6) определяется  $Q$ , а затем приравнивается к правой части уравнения, откуда и выражается окончательно неизвестная  $t_2''$ .

### 1.1.3 Теплообменник с кипящим теплоносителем

Принимается, что подведенный тепловой поток целиком расходуется на процесс парообразования. Тогда

$$Q = \varphi V_1 Cp_1 (t_1' - t_1'') = r \chi G_{см} \quad (1.7)$$

где  $r$  - теплота парообразования воды при заданном давлении  $P_s$ , кДж/кг, [1, табл.12; 3, табл. П-5];  $G_{см}$  - массовый расход двухфазной смеси теплоносителя, кг/с;  $\chi$  - среднее по длине ТА массовое расходное паросодержание, определяемое как

$$\chi = \frac{G_n}{G_{см}} \quad (1.8)$$

где  $G_n$  - средний по длине ТА массовый расход пара, кг/с. Среднее по длине Т.А. объёмное расходное паросодержание

$$\beta = \frac{V_n}{V_{см}} \quad (1.9)$$

где  $V_n$  - средний по длине ТА объёмный расход пара, м/с;  $V_{см}$  - средний по длине ТА объёмный расход двухфазной смеси теплоносителя, м/с.

Величины  $\chi$  и  $\beta$  связаны следующим соотношением

$$\frac{\chi}{1 - \chi} = \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} * \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (1.10)$$

где  $\rho_n$  - плотность пара при давлении  $P_s$ , кг/м<sup>3</sup>, [1, табл. 12; 3, табл. П-5];  $\rho_{жс}$  - плотность воды на линии насыщения при температуре  $t_s$ , кг/м<sup>3</sup>, [1, табл. П; 2, табл. 5; 3, табл. П.4].

Из уравнения (1.7) определяем  $Q$  и  $G_{см}$ , а из уравнения (1.8) -  $G_n$ .

Далее из отношения (1.10) определяется объёмное паросодержание  $\beta$ , которое не должно превышать значения  $\beta=0,7$ . Это обусловлено справедливостью всех последующих выкладок для области  $\beta= 0 \div 0,7$ .

### 1.1.4 Теплообменник типа «отопительный прибор»

$$Q = G_1 c p_1 (t_1' - t_1'') \quad (1.11)$$

где  $G_1$  - массовый расход горячей воды через отопительный прибор, кг/с;  $t_1'$ ,  $t_1''$  - соответственно температура горячей воды на входе и выходе из прибора, °С.

Поскольку нагреваемой средой является воздух в отапливаемом помещении, с температурой соответствующей санитарным нормам для жилых помещений, то  $t_2' = t_2'' = t_6 = 18$  °С. При этом уравнение теплового баланса вырождается в равенство (1.11), из которого определяется  $Q$ .

## 1.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ СО СТОРОНЫ ГРЕЮЩЕЙ СРЕДЫ

### 1.2.1 Определение конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи

Для водяного экономайзера, воздухоподогревателя и теплообменника с кипящим теплоносителем, у которых греющей средой являются дымовые газы, коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке включает в себя конвективную и лучистую составляющие:

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} + \alpha_{1л} \quad (1.12)$$

где  $\alpha_{1к}$  - конвективная составляющая, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\alpha_{1л}$  - лучистая составляющая, Вт/(м<sup>2</sup>·град).

Коэффициент теплоотдачи характеризует процесс теплоотдачи от потока к стенке.

Для теплообменника типа «отопительный прибор» греющей средой является горячая вода:

$$\alpha_1 = \alpha_{1к} \quad (1.13)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при вынужденном движении потока в трубах для всех типов теплообменников может быть определен с использованием соответствующего критериального уравнения, выбор которого производится в зависимости от режима течения среды в трубах и вида омывания.

При ламинарном режиме течения среды в трубах ( $Re < 10^4$ )

$$Nu_{1,ж} = 1.4 \left( Re_{1,ж} \frac{D_{вн}}{l} \right)^{0.4} Pr_{1,ж}^{0.33} \left( \frac{Pr_{1,ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0.25}, \quad (1.14)$$

При турбулентном режиме течения среды в трубах ( $Re > 10^4$ )

$$Nu_{1ж} = 0,021 Re_{1ж}^{0,8} \left( \frac{Pr_{1ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0,25} Pr_{1ж}^{0,43}, \quad (1.15)$$

где  $Nu_{1ж}$  - критерий Нуссельта;  $Re_{1ж}$  - критерий Рейнольдса, определяемый по формуле

$$Re_{1ж} = \frac{W_{1ж} D_{вн}}{v_{1ж}} \quad (1.16)$$

где  $W_{1ж}$  - заданная скорость течения греющей среды, м/с;  $v_{1ж}$  - кинематический коэффициент вязкости греющей среды, м<sup>2</sup>/с, принимаемый при температуре  $t_{1ж}$  по табл. П.1.4;  $D_{вн}$  - внутренний диаметр трубы, м.

$l$  - длина трубы, м;  $Pr_{1ж}$ ,  $Pr_{1с}$  – критерий Прандтля для греющей среды, определяемый соответственно при температуре  $t_{1ж}$  и  $t_{1с}$  по табл. П.1.4.

С другой стороны критерий Нуссельта также можно определить из зависимости

$$Nu_{1ж} = \frac{\alpha_{1к} D_{вн}}{\lambda_{1ж}} \quad (1.17)$$

где  $\lambda_{1ж}$  - коэффициент теплопроводности греющей среды, Вт/(м·град), определяемый при температуре  $t_{1ж}$  по табл. П.1.4.

Для теплообменников типа «отопительный прибор» при ламинарном режиме течения среды в трубе в формуле (1.14) неизвестной является длина трубы. В первом приближении можно задаться значением  $l = 5 \div 10$  м и определить  $\alpha_1$  по этой формуле. Затем, после определения  $H_p$  и  $l$  теплообменника, значение  $\alpha_1$  по формуле (1.14) уточняется с новой величиной  $l$  и последующим уточнением  $K$  и  $H_p$ .

Если происходит омывание трубных пучков снаружи, то используются следующие зависимости.

При поперечном обтекании трубных пучков критериальные уравнения будут иметь вид:

а) при коридорном расположении пучков труб:

при  $Re_{1ж} < 10^3$

$$Nu_{1ж} = 0,56 Re_{1ж}^{0,5} Pr_{1ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{1ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0,25}; \quad (1.18)$$

при  $Re_{1ж} > 10^3$

$$Nu_{1ж} = 0,22 Re_{1ж}^{0,65} Pr_{1ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{1ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0,25}; \quad (1.19)$$

б) при шахматном расположении пучков труб:

при  $Re_{1ж} < 10^3$

$$Nu_{1ж} = 0,56 Re_{1ж}^{0,5} Pr_{1ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{1ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0,25}; \quad (1.20)$$

при  $Re_{1ж} > 10^3$

$$Nu_{1ж} = 0,4 Re_{1ж}^{0,6} Pr_{1ж}^{0,36} \left( \frac{Pr_{1ж}}{Pr_{1с}} \right)^{0,25}, \quad (1.21)$$

В данном случае при этом виде омывания используем следующие формулы при расчетах значений критериев Нуссельта и Рейнольдса

$$Nu_{1ж} = \frac{\alpha_{1к} D_n}{\lambda_{1ж}}; \quad (1.22)$$

$$Re_{1ж} = \frac{W_{1ж} D_n}{\nu_{1ж}}. \quad (1.23)$$

где  $D_n$  - наружный диаметр трубы, м.

Величины физических свойств среды определяются по средней температуре греющей среды

$$t_{1ж} = 0,5(t_1' + t_1''). \quad (1.24)$$

Число Прандтля  $Pr_{1с}$  определяется при температуре стенки трубы со стороны греющей среды  $t_{1с}$ . При этом температура греющей среды:

а) для воздухоподогревателя:

$$t_{1с} = 0,5(t_{1ж} + t_{2ж}), \quad (1.25)$$

б) для водяного экономайзера и теплообменника с кипящим теплоносителем:

$$t_{1с} = t_{2ж}, \quad (1.26)$$

в) для теплообменника типа «отопительный прибор»:

$$t_{1с} = t_{1ж}, \quad (1.27)$$

где  $t_{2ж} = 0,5(t_2' + t_2'')$  - средняя температура нагреваемой среды, °С.

Алгоритм расчета конвективной составляющей коэффициента теплоотдачи со стороны греющей среды следующий:

1. По известной  $t_{1ж}$  по табл. П.1.4 определяем физические параметры дымовых газов.

2. В зависимости от вида омывания по формуле (1.16) или (1.23) определяем число Рейнольдса.

3. В зависимости от величины критерия  $Re$  и от схемы обтекания подбираем критериальное уравнение (формулы (1.14) – (1.15), (1.18) - (1.21)) и рассчитываем критерий Нуссельта.

4. Используя формулу (1.17) или (1.22), выражаем искомую величину  $\alpha_{1к}$ .

Далее определяем лучистую составляющую коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{1л}$

### 1.2.2 Определение лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи

Определение составляющей  $\alpha_{1л}$  производится только для дымовых газов в водяных экономайзерах, воздухонагревателях и теплообменниках с кипящим теплоносителем. При этом следует иметь в виду, что излучательной и поглощательной способностью обладают многоатомные газы в продуктах сгорания топлива, а именно  $CO_2$  и  $H_2O$ .

Определяем парциальные давления трехатомных газов в продуктах сгорания:

$$P_{CO_2} = P_r \cdot r_{CO_2} \approx 1 \cdot r_{CO_2} = r_{CO_2} , \quad (1.28)$$

$$P_{H_2O} = P_r \cdot r_{H_2O} \approx 1 \cdot r_{H_2O} = r_{H_2O} , \quad (1.29)$$

где  $r_{CO_2}$ ,  $r_{H_2O}$  - соответственно объемное содержание углекислоты и водяных паров в дымовых газах (см. состав дымовых газов в задании), доли;  $P_r$  - давление дымовых газов, бар.

Определяем эффективную толщину  $l_{эф}$  излучающего слоя:

а) для эффективных экономайзеров и теплообменников с кипящим теплоносителем для гладкотрубных пучков:

$$l_{эф} = 0,9D_n \left( \frac{4}{\pi} \sigma_1 \sigma_2 - 1 \right) , \quad (1.30)$$

б) для трубчатых воздухоподогревателей, при течении газов внутри труб:

$$l_{эф} = 0,9D_{вн} , \quad (1.31)$$

где  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  - соответственно относительный поперечный и продольный шаг трубного пучка.

Вычисляем параметр  $Pl_{эф}$  для трехатомных газов в продуктах сгорания:

$$P_{CO_2} \cdot l_{эф} = r_{CO_2} \cdot l_{эф} , \quad (1.32)$$

$$P_{H_2O} \cdot l_{эф} = r_{H_2O} \cdot l_{эф} . \quad (1.33)$$

По параметру  $Pl_{эф}$  и температуре  $t_{1с}$  с помощью номограмм рис. П.1.1 и рис. П.1.2 определяем степень черноты объемов излучающих газов  $\varepsilon_{CO_2}$  и  $\varepsilon_{H_2O}$ .

Степень черноты излучающих газов определяется по формуле

$$\varepsilon_{Г} = \varepsilon_{CO_2} + \beta \cdot \varepsilon_{H_2O} , \quad (1.34)$$

где  $\beta$  - поправочный коэффициент, определяемый по рис. П.1.3.

Выбираем степень черноты поверхности труб  $\varepsilon_c$  в зависимости от  $t_{1c}$  и материала по табл. П.1.6.

Приведенная степень черноты  $\varepsilon_{np}$  системы «дымовые газы - труба»:

$$\varepsilon_{np} = \frac{\varepsilon_{\Gamma} \cdot \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_{\Gamma}(1 - \varepsilon_c)}. \quad (1.35)$$

Удельный тепловой поток излучением от дымовых газов к стенке трубы:

$$q_{1л} = 5,67 \varepsilon_{np} \left[ \left( \frac{T_{1ж}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{1c}}{100} \right)^4 \right], \quad (1.36)$$

где  $q_{1л}$  - удельный тепловой поток излучением, Вт/м<sup>2</sup>;  $T_{1ж}$  - средняя температура греющей среды, К;  $T_{1c}$  - средняя температура стенки трубы со стороны дымовых газов, К.

С учетом вышеизложенного определяем величину лучистой составляющей коэффициента теплоотдачи со стороны греющей среды:

$$\alpha_{1л} = \frac{q_{1л}}{T_{1ж} - T_{1c}}. \quad (1.37)$$

Затем возвращаемся к расчету коэффициента теплоотдачи по исходной формуле (1.12).

### 1.3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ СО СТОРОНЫ НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ

#### 1.3.1 Водяной экономайзер и воздухоподогреватель

Коэффициент теплоотдачи конвекцией со стороны нагреваемой среды  $\alpha_2$  при вынужденном движении потока в трубах для водяного экономайзера и воздухоподогревателя определяется в зависимости от режима течения нагреваемой среды (воды или воздуха) из критериальных уравнений (1.14) - (1.15). Также в зависимости от схемы движения может быть определен по уравнениям (1.18) –(1.21).

При этом

$$Nu_{2ж} = \frac{\alpha_2 D}{\lambda_{2ж}}, \quad (1.38)$$

$$Re_{2ж} = \frac{W_{2ж} D}{\nu_{2ж}}, \quad (1.39)$$

где  $D = D_{вн}$  - при течении среды внутри труб, м;  $D = D_{н}$  - при поперечном обтекании наружной поверхности труб, м.

Физические свойства нагреваемой среды ( $\lambda_{2ж}$ ,  $Pr_{2ж}$ ,  $\nu_{2ж}$ ) определяются по табл. П.1.2 - для водяного экономайзера (нагреваемая среда вода); по табл.

П.1.1 - для воздухоподогревателя (нагреваемая среда воздух) при средней температуре

$$t_{2,ж} = 0,5(t'_2 + t'_2). \quad (1.40)$$

Число Прандтля  $Pr_{2c}$  определяется при температуре стенки  $t_{2c} = t_{1c}$  из вышеуказанных табл. П.1.1 и П.1.2.

### 1.3.2 Теплообменник с кипящим теплоносителем

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  от внутренней стенки трубы к кипящему двухфазному пароводяному потоку определяется в следующей последовательности. Вначале определяем  $\alpha_{2w}$  для случая однофазного потока некипящей воды, определив предварительно критерий Нуссельта с помощью критериальных уравнений (1.14) или (1.15), выбираемых в зависимости от режима течения среды (числа  $Re_{2ж}$ ).

При этом:

$$Re_{2,ж} = \frac{W_{2,ж} D_{вн}}{v_{2,ж}}, \quad (1.41)$$

$$Nu_{2,ж} = \frac{\alpha_{2w} D_{вн}}{\lambda_{2,ж}}, \quad (1.42)$$

где  $\lambda_{2,ж}$ ,  $v_{2,ж}$  - определяются для воды по табл. П.1.2.

Число Прандтля  $Pr_{2,ж}$  определяется при температуре  $t_{2,ж}$ ,  $Pr_{2c}$  - при температуре стенки  $t_{2c} = t_{1c}$  по табл. П.1.2.

После этого вычисляем  $\alpha_{2q}$  для случая развитого пузырькового кипения воды из формулы

$$\alpha_{2q} = \frac{3,4 \cdot P_s^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot P_s} q^{\frac{2}{3}}, \quad (1.43)$$

где  $\alpha_{2q}$  - коэффициент теплоотдачи к кипящей воде, Вт/(м<sup>2</sup> · град);  $P_s$  - давление насыщения, бар;  $q$  - удельный тепловой поток через стенку трубы, Вт/м<sup>2</sup>.

В результате возможны следующие случаи:

а) при  $\frac{\alpha_{2q}}{\alpha_{2w}} \leq 0,5$   $\alpha_2 = \alpha_{2w}$ , (1.44)

б) при  $\frac{\alpha_{2q}}{\alpha_{2w}} > 2$   $\alpha_2 = \alpha_{2q}$ , (1.45)

в) при  $0,5 < \frac{\alpha_{2w}}{\alpha_{2q}} < 2$   $\alpha_2 = \alpha_{2w} \left( \frac{4\alpha_{2w} + \alpha_{2q}}{\alpha_{2w} + \alpha_{2q}} \right)$ , (1.46)

При определении  $\alpha_{2q}$  по формуле (1.43) неизвестной является величина удельного теплового потока  $q$ . Поэтому вначале в первом приближении определяем  $\alpha_2$  с учетом формул (1.41) – (1.46), приняв  $q = (1 \div 2) \cdot 10^5$  Вт/м<sup>2</sup>.

Затем, после вычисления коэффициента теплопередачи  $K$  и расчетной теплообменной поверхности  $H_p$ , производим уточнение значения  $q$  по формуле

$$q = \frac{Q}{H_p}, \quad (1.47)$$

После этого вновь определяем  $\alpha_2$  с новым значением  $q$  по формулам (1.41) – (1.46) и уточняем величины  $K$  и  $H_p$ .

Цикл последовательных приближений завершается при очередной невязке величины  $H_p$ , не превышающей 3 %.

### 1.3.3 Теплообменник с оребренной поверхностью теплообмена (отопительный прибор)

Внешняя теплообменная поверхность данного типа теплообменника представляет собой наружную поверхность трубы, снабженную квадратными ребрами. Коэффициент теплоотдачи со стороны оребренной поверхности теплообменника определяется по формуле

$$\alpha_{2np} = \frac{\alpha_2}{F_{pc}} (E \cdot F_p + F_c), \quad (1.48)$$

где  $\alpha_{2np}$  - коэффициент теплоотдачи с внешней поверхности трубы с учетом оребрения, Вт/(м<sup>2</sup> · град);  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи внешней поверхности трубы без учета оребрения, Вт/(м<sup>2</sup> · град);  $F_{pc}$  - суммарная площадь оребренной поверхности теплообменника, м<sup>2</sup>, определяемая

$$F_{pc} = F_1 \cdot \chi_p \quad (1.49)$$

где  $\chi_p$  - коэффициент оребрения;  $F_1$  - площадь внутренней (неоребренной) поверхности трубы, м<sup>2</sup>;

$F_p$  - суммарная площадь поверхности ребер, м<sup>2</sup>;  $F_c$  - площадь гладкой части наружной поверхности трубы в промежутках между ребрами, м<sup>2</sup>;  $E$  - коэффициент эффективности ребра.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  может быть определен из критериального уравнения для свободной конвекции с внешней (горизонтальной поверхности) трубы диаметром  $D_n$ :

$$Nu_{2жс} = 0,5 \cdot (Gr_{2жс} \cdot Pr_{2жс})^{0,25} \cdot \left( \frac{Pr_{2жс}}{Pr_{2с}} \right)^{0,25}, \quad (1.50)$$

где  $Gr_{2жс}$  - критерий Грасгофа, определяемый по формуле

$$Gr_{2жс} = g \cdot \beta \cdot \Delta t \frac{D_n^3}{V_{2жс}^2}, \quad (1.51)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения тела, м/с<sup>2</sup>;  $\beta = 1/T_B$  - температурный коэффициент объемного расширения воздуха, 1/К;  $\Delta t = t_{2c} - t_{\theta}$  - температурный напор, °С.

$$Nu_{2ж} = \frac{\alpha_2 D_n}{\lambda_{2ж}}, \quad (1.52)$$

где  $\lambda_{2ж}$  - коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·град);  $\nu_{2ж}$  - кинематический коэффициент вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с;  $Pr_{2ж}$ ,  $Pr_{2c}$  - число Прандтля для воздуха.

Физические свойства воздуха ( $\lambda_{2ж}$ ,  $\nu_{2ж}$ ,  $Pr_{2ж}$ ) определяются при температуре  $t_{2c} = t_{1c} = t_{1ж}$  по табл. П.1.1.

Коэффициент эффективности ребра определяется по формуле:

$$E = \frac{th\left(\frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}\right)}{\frac{h}{\delta} \sqrt{2Bi}}, \quad (1.53)$$

где  $th(x)$  - коэффициент из таблицы гиперболических функций;  $h = 0,5(D_p - D_n)$  - высота ребра, м;  $\delta$  - толщина ребра, м;  $Bi$  - число Био, определяемое как

$$Bi = \frac{\alpha_2 \cdot \delta}{\lambda_p}, \quad (1.54)$$

где  $\lambda_p$  - коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·град), [1, табл. 6,7,8; 3, табл. П.1, П.2].

Зависимость  $E$  от числа  $Bi$  и размеров ребра приведена в табл. 1.2.

Таблица 1.2  
Значение коэффициента эффективности  $E$  для квадратных ребер

$(h/\delta)\sqrt{2Bi} = 0$			$(h/\delta)\sqrt{2Bi} = 0,5$			$(h/\delta)\sqrt{2Bi} = 1,0$		
$D_p / D_n$			$D_p / D_n$			$D_p / D_n$		
1.6	2.0	3.0	1.6	2.0	3.0	1.6	2.0	3.0
1.0	1.0	1.0	0.84	0.85	0.8	0.57	0.57	0.54

Рекомендуемая последовательность решения данной задачи:

а) выбираем участок оребренной трубы с длиной  $l$ , кратной целому числу шагов;

- б) вычисляем значения  $F_p, F_c, F_{pc}$  и  $\chi_p$  для участка трубы длиной  $l$ ;  
 в) определяем площадь внутренней поверхности  $F_l$  участка трубы длиной  $l$ ;  
 г) находим значение  $\alpha_2$  из уравнения (1.52);  
 д) находим значение числа  $Bi$  из уравнения (1.54), а затем коэффициент эффективности ребра  $E$  из табл.1.2;  
 е) определяем  $\alpha_{2np}$  по формуле (1.48).

## 1.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

### 1.4.1 Водяной экономайзер, воздухонагреватель и теплообменник с кипящим теплоносителем

Коэффициент теплопередачи характеризует процесс теплопередачи от потока к потоку через разделяющую их стенку.

Коэффициент теплопередачи ТА при переносе тепла через разделяющую стенку трубы (тонкостенный цилиндр) может быть приближенно определен по формуле для плоских теплообменных поверхностей:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \varepsilon + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1.55)$$

где  $K$  - коэффициент теплопередачи теплообменного аппарата, Вт/(м<sup>2</sup>·град);  $\varepsilon$  - термическое сопротивление слоя отложений со стороны дымовых газов, (м<sup>2</sup>·град)/Вт (см. задание);  $\alpha_1, \alpha_2$  - соответственно коэффициент теплоотдачи со стороны греющей и нагреваемой среды, Вт/(м<sup>2</sup> ·град).

В формуле (1.55) не учтено термическое сопротивление металлической стенки трубы ввиду его малости.

### 1.4.2 Теплообменник типа « отопительный прибор»

Коэффициент теплопередачи ТА без учета термического сопротивления металлической стенки трубы:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{2np} \cdot \chi_p}}. \quad (1.56)$$

## 1.5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА

Средний температурный напор для аппаратов с перекрестным или смешанным током рабочих сред (водяные экономайзеры, воздухоподогреватели и аппараты с кипящим теплоносителем) определяется выражением

$$\Delta t = \varepsilon \Delta t \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}}, \quad (1.57)$$

где  $\Delta t_B$ ,  $\Delta t_M$  - соответственно наибольшее и наименьшее значение температурного напора между средами на входе и на выходе из ТА, °С;  $\varepsilon \Delta t$  - поправочный коэффициент, определяемый в зависимости от параметров  $P$  и  $R$  с помощью номограмм рис. П.2.1 – П.2.5 в зависимости от схемы движения теплоносителей.

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} , \quad (1.58)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} . \quad (1.59)$$

Значения  $\Delta t_B$  и  $\Delta t_M$  могут быть выбраны из расчетных величин  $\Delta t_{ex}$  и  $\Delta t_{вых}$ , как большее и меньшее из них, определяемых:

а) для прямоточной схемы (водяные экономайзеры и воздухоподогреватели):

$$\Delta t_{ex} = t_1' - t_2' , \quad \Delta t_{вых} = t_1'' - t_2'' ; \quad (1.60)$$

б) для противоточной схемы:

$$\Delta t_{ex} = t_1' - t_2'' , \quad \Delta t_{вых} = t_1'' - t_2' ; \quad (1.61)$$

в) для теплообменников с кипящим носителем:

$$\Delta t_{ex} = t_1'' - t_s , \quad \Delta t_{вых} = t_1' - t_s ; \quad (1.62)$$

г) для теплообменников типа «отопительный прибор»:

$$\Delta t = t_{1,жс} - t_{2,жс} = t_{1,жс} - t_g . \quad (1.63)$$

## 1.6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Расчетная теплообменная поверхность теплообменного аппарата  $H_p$ , м<sup>2</sup>, определяется из уравнения теплопередачи (1.2) при известных значениях  $Q$ ,  $K$  и  $\Delta t$ :

$$H_p = Q / (K \cdot \Delta t) . \quad (1.64)$$

Для теплообменников типа «отопительный прибор» расчетная поверхность отопительного прибора определяется по наружной поверхности трубы без учета оребрения, так как оребрение учтено формулой (1.56) в величине коэффициента теплопередачи данного типа теплообменника.

## 1.7 ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исходя из анализа величин расчетной теплообменной поверхности и температуры на выходе из ТА (величины нагрева), можно судить о целесообразности установки данного типа теплообменного аппарата при заданных условиях работы. При необходимости в дальнейшем можно оценить срок окупаемости данного оборудования и степень энергосбережения ресурсов.

## 2 ЗАДАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

### ЗАДАНИЕ № 1

Определить расчетную теплообменную поверхность водяного экономайзера для исходных данных, приведенных в табл. 2.1.

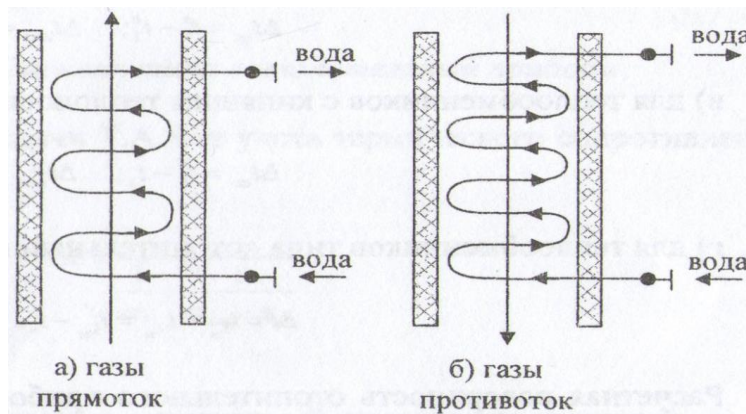


Таблица 2.1

Параметр, размерность		Номер варианта				
		1	2	3	4	5
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,62	7,98	8,14	9,07	8,84
	H <sub>2</sub> O, %	18,3	18,45	18,7	18,15	18,84
	O <sub>2</sub> , %	1,72	1,88	1,91	1,83	2,02
	N <sub>2</sub> , %	71,36	71,69	71,25	70,95	71,21
q <sub>5</sub> , %	2,7	4,4	7,1	10,0	6,2	
t' <sub>1</sub> , °C	350	450	410	380	300	
t'' <sub>1</sub> , °C	200	180	160	190	120	
t' <sub>2</sub> , °C	30	45	65	80	20	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	10000	8500	20000	6800	15000	
G <sub>2</sub> , т/ч	4,0	6,0	25,0	4,7	7,1	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,015	0,021	0,007	0,01	0,005	
D <sub>H</sub> × S, мм	32,9 × 2,8	41,8 × 2,8	41,8 × 2,8	26,8 × 2,3	32,9 × 2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	10,0	9,3	8,4	8,0	8,8	

$W_{2ж}$ , м/с	0,5	0,68	0,39	1,1	1,27
$\sigma_1$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$\sigma_2$	2,0	2,1	2,2	2,4	2,5
Схема течения	противоток	прямоток	противоток	противоток	прямоток
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.

Продолжение табл.2.1

Параметр, размерность		Номер варианта							
		6	7	8	9	10	11	12	13
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,57	8,33	9,12	8,44	8,27	8,98	8,75	8,68
	H <sub>2</sub> O, %	19,01	18,69	17,98	18,85	18,6	18,44	18,91	18,55
	O <sub>2</sub> , %	1,68	1,77	1,74	1,81	1,89	1,93	1,87	1,78
	N <sub>2</sub> , %	70,74	71,21	71,16	70,9	71,4	70,65	70,47	70,99
q <sub>5</sub> , %	3,5	5,8	9,3	8,1	8,4	7,0	6,0	5,0	
t' <sub>1</sub> , °C	500	425	390	420	440	475	490	400	
t'' <sub>1</sub> , °C	200	170	130	170	185	190	180	200	
t' <sub>2</sub> , °C	25	35	60	40	50	55	30	25	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	4500	7900	11700	12900	5700	4000	20400	19200	
G <sub>2</sub> , т/ч	3,5	6,2	12,8	9,0	8,0	3,4	15,0	13,0	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,035	0,03	0,009	0,012	0,016	0,02	0,025	0,03	
D <sub>H</sub> × S, мм	41,8×2,8	32,9×2,8	41,8×2,8	26,8×2,3	32,9×2,8	32,9×2,8	41,8×2,8	32,9×2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	9,6	9,2	9,5	8,2	8,4	8,6	9,1	9,0	
W <sub>2ж</sub> , м/с	1,5	0,84	1,3	0,3	0,6	0,7	0,75	0,8	
σ <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	
σ <sub>2</sub>	2,3	2,0	2,3	2,5	2,4	2,0	2,2	2,1	
Схема течения	противот.	противот.	пртивот.	прямот.	противот.	противот.	прямот.	противот.	
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	шахмат.	

Окончание табл.2.1

Параметр, размерность		Номер варианта							
		14	15	16	17	18	19	20	21
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,29	8,55	8,67	9,0	9,05	8,18	8,21	8,14
	H <sub>2</sub> O, %	18,05	18,5	18,38	18,07	18,88	18,93	19,15	18,7
	O <sub>2</sub> , %	1,96	1,75	1,81	1,84	1,98	2,1	1,9	1,91
	N <sub>2</sub> , %	71,7	71,2	71,14	71,09	70,09	70,79	70,74	71,25
q <sub>5</sub> , %	5,8	11,0	9,0	8,0	7,6	6,0	5,5	5,8	
t' <sub>1</sub> , °C	375	425	390	475	488	490	435	427	
t'' <sub>1</sub> , °C	140	180	135	140	150	200	160	175	
t' <sub>2</sub> , °C	20	35	25	30	40	55	45	33	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	9000	10500	11900	12400	13100	13600	14000	7700	
G <sub>2</sub> , т/ч	6,5	8,5	9,0	11,1	12,2	10,0	10,8	6,0	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,035	0,0075	0,0095	0,011	0,0088	0,0079	0,009	0,03	
D <sub>H</sub> × S, мм	26,8×2,3	32,9×2,8	41,8×2,8	26,8×2,3	32,9×2,8	32,9×2,8	41,8×2,8	32,9×2,3	
W <sub>1ж</sub> , м/с	9,8	10,1	9,5	8,7	9,9	9,3	8,4	9,1	
W <sub>2ж</sub> , м/с	1,4	0,65	0,75	0,85	1,3	1,45	1,25	0,83	
σ <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,6	
σ <sub>2</sub>	2,0	2,0	2,3	2,5	2,4	2,2	2,0	2,0	
Схема течения	противот.	противот.	противот.	прямот.	противот.	прямот.	противот.	противот.	
Расположение труб	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

## ЗАДАНИЕ № 2

Определить расчетную теплообменную поверхность воздухоподогревателя для исходных данных, приведенных в табл. 2.2.

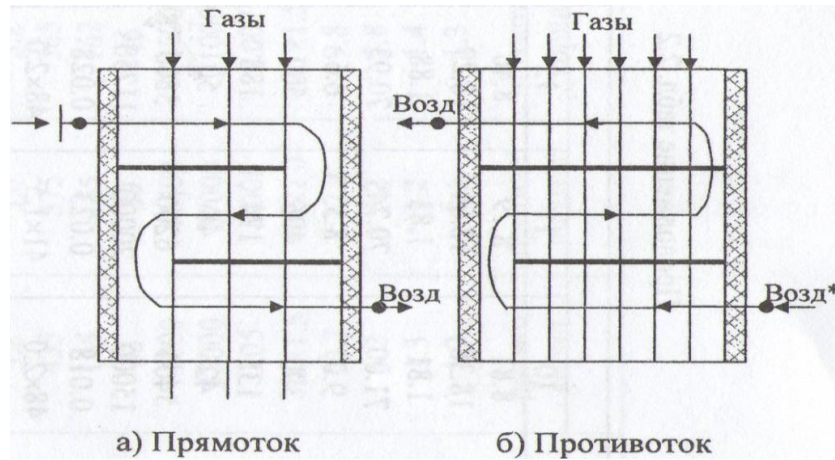


Таблица 2.2

Параметр, размерность		Номер варианта				
		1	2	3	4	5
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,6	8,62	8,93	8,54	8,77
	H <sub>2</sub> O, %	18,64	18,57	18,38	18,4	18,22
	O <sub>2</sub> , %	1,77	1,81	1,94	1,8	1,70
	N <sub>2</sub> , %	70,99	70,8	70,75	71,18	71,31
q <sub>5</sub> , %	2,0	3,7	8,0	7,3	8,2	
t' <sub>1</sub> , °C	370	420	445	488	490	
t'' <sub>1</sub> , °C	170	165	155	183	120	
t' <sub>2</sub> , °C	30	45	58	60	48	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	6750	7100	11200	19000	6500	
G <sub>2</sub> , т/ч	12000	14000	35000	64000	20000	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,015	0,022	0,011	0,008	0,025	
D <sub>H</sub> × S, мм	41,0 × 1,5	45,0 × 2,0	51,0 × 2,5	41,0 × 1,5	41,0 × 2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	9,0	9,8	11,5	10,6	8,8	
W <sub>2ж</sub> , м/с	4,8	5,2	5,9	6,0	5,4	
σ <sub>1</sub>	1,25	1,4	1,3	1,5	1,35	
σ <sub>2</sub>	1,3	1,5	1,2	1,3	1,2	
Схема течения	прямоток	противоток	противоток	прямоток	прямоток	
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

Продолжение табл.2.2

Параметр, размерность		Номер варианта							
		6	7	8	9	10	11	12	13
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,48	8,24	8,62	8,70	8,58	8,81	8,79	8,46
	H <sub>2</sub> O, %	18,62	18,75	18,75	18,70	18,45	18,38	18,64	18,29
	O <sub>2</sub> , %	2,02	1,97	1,72	1,79	1,75	1,81	1,83	1,88
	N <sub>2</sub> , %	70,88	71,04	70,91	70,81	71,22	71,0	70,74	70,93
q <sub>5</sub> , %	9,0	1,5	1,5	2,2	2,5	9,0	8,3	5,8	
t' <sub>1</sub> , °C	393	500	385	427	488	390	496	500	
t'' <sub>1</sub> , °C	190	200	160	150	140	135	174	175	
t' <sub>2</sub> , °C	35	65	35	30	40	42	45	50	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	9500	8800	3500	3900	4700	5400	6200	7700	
G <sub>2</sub> , т/ч	38000	20000	7500	11000	17500	15000	20000	11750	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,0065	0,005	0,012	0,01	0,009	0,018	0,023	0,03	
D <sub>H</sub> × S, мм	45,0×2,0	41,0×2,0	41,0×1,5	45,0×2,0	51,0×2,8	48,0×2,0	41,0×1,5	48,0×2,0	
W <sub>1ж</sub> , м/с	12,4	10,0	9,5	10,5	11,0	9,3	8,4	11,3	
W <sub>2ж</sub> , м/с	5,0	5,7	4,75	4,6	4,9	5,1	5,4	5,0	
σ <sub>1</sub>	1,3	1,5	1,4	1,3	1,2	1,5	1,35	1,6	
σ <sub>2</sub>	1,2	1,4	1,2	1,5	1,3	1,4	1,2	1,5	
Схема течения	противот.	противот.	противот.	прямот.	прямот.	противот.	прямот.	противот.	
Расположение труб	шахмат.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат	коридор.	шахмат.	

Параметр, размерность		Номер варианта							
		14	15	16	17	18	19	20	21
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,46	8,93	8,33	8,37	8,25	8,20	8,17	8,77
	H <sub>2</sub> O, %	18,82	18,93	19,06	19,31	19,24	19,46	19,11	18,22
	O <sub>2</sub> , %	1,63	1,68	1,92	1,95	1,98	1,74	1,71	1,70
	N <sub>2</sub> , %	70,46	70,46	70,69	70,37	70,53	70,60	71,01	71,33
q <sub>5</sub> , %	5,0	6,1	9,0	4,4	4,9	3,8	3,6	3,2	
t' <sub>1</sub> , °C	433	354	390	332	421	435	375	365	
t'' <sub>1</sub> , °C	190	200	135	140	150	145	160	162	
t' <sub>2</sub> , °C	54	58	45	60	65	55	39	47	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	7600	8920	11900	10400	13800	11000	12400	14700	
G <sub>2</sub> , т/ч	14500	13000	11000	25300	33000	35000	27000	29900	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,025	0,031	0,035	0,004	0,048	0,05	0,008	0,07	
D <sub>H</sub> × S, мм	51,0×2,3	41,0×1,5	41,8×2,0	48,0×2,3	51,0×2,8	41,0×1,5	45,0×2,0	41,0×2,0	
W <sub>1ж</sub> , м/с	12,0	13,0	12,4	12,9	11,6	10,7	12,2	9,8	
W <sub>2ж</sub> , м/с	6,0	4,5	4,9	4,6	5,5	6,2	5,2	5,8	
σ <sub>1</sub>	1,35	1,2	1,5	1,3	1,4	1,3	1,2	1,6	
σ <sub>2</sub>	1,2	1,4	1,3	1,3	1,4	1,2	1,5	1,3	
Схема течения	противот.	противот.	прямот.	противот.	противот.	прямот.	противот.	противот.	
Расположение труб	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

### ЗАДАНИЕ № 3

Определить расчетную теплообменную поверхность теплообменного аппарата с парой теплоносителей: дымовые газы + кипящая вода, для исходных данных, приведенных в табл. 2.3.

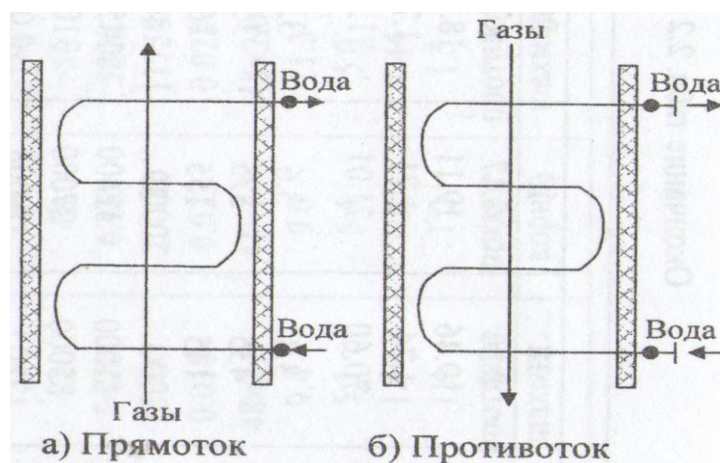


Таблица 2.3

Параметр, размерность		Номер варианта				
		1	2	3	4	5
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,78	8,72	8,55	8,44	8,70
	H <sub>2</sub> O, %	18,77	18,68	18,59	18,5	19,01
	O <sub>2</sub> , %	1,72	1,68	1,84	1,88	1,75
	N <sub>2</sub> , %	70,73	70,92	71,02	71,18	70,54
q <sub>5</sub> , %	2,0	2,5	3,5	4,7	7,2	
t' <sub>1</sub> , °C	420	480	445	488	490	
t'' <sub>1</sub> , °C	170	160	190	183	205	
P <sub>s</sub> , МПа	0,6	0,75	1,0	1,25	1,5	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	4000	6500	6000	5800	4500	
χ	0,01	0,015	0,03	0,04	0,01	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,0078	0,012	0,06	0,018	0,02	
D <sub>H</sub> × S, мм	32,9 × 2,8	26,8 × 2,3	32,9 × 2,8	41,8 × 2,8	41,8 × 2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	8,2	8,4	8,8	10,6	8,8	
W <sub>2ж</sub> , м/с	2,0	1,5	1,7	1,0	1,3	
σ <sub>1</sub>	1,5	1,4	1,3	1,5	1,35	
σ <sub>2</sub>	2,0	2,5	2,0	2,3	2,2	
Схема течения	противоток	противоток	противоток	прямоток	прямоток	
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

Продолжение табл.2.3

Параметр, размерность		Номер варианта							
		14	15	16	17	18	19	20	21
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,47	8,59	8,88	8,70	8,74	8,84	8,55	8,60
	H <sub>2</sub> O, %	18,40	18,82	18,89	17,86	17,63	18,32	19,24	19,11
	O <sub>2</sub> , %	1,92	2,0	1,74	1,66	1,78	1,64	1,89	1,95
	N <sub>2</sub> , %	71,21	70,59	70,49	71,78	71,85	71,2	70,32	70,43
q <sub>5</sub> , %	5,8	5,3	11,0	10,0	9,0	8,0	7,0	6,6	
t' <sub>1</sub> , °C	500	490	350	370	390	435	480	510	
t'' <sub>1</sub> , °C	200	150	200	195	190	185	190	175	
P <sub>s</sub> , МПа	1,25	0,47	1,5	1,21	1,4	1,0	1,1	1,3	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	7200	7700	5000	5500	6000	6800	7500	8000	
χ	0,05	0,008	0,04	0,045	0,04	0,035	0,035	0,03	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,02	0,005	0,03	0,04	0,05	0,035	0,045	0,025	
D <sub>H</sub> × S, мм	32,9×2,8	41,8×2,8	32,9×2,8	20,8×2,2	32,9×2,8	41,8×2,8	32,9×2,8	41,8×2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	10,0	9,5	8,6	8,1	8,5	8,9	9,2	9,4	
W <sub>2ж</sub> , м/с	0,8	2,2	1,2	1,0	1,1	1,4	1,8	1,5	
σ <sub>1</sub>	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	
σ <sub>2</sub>	2,0	2,5	2,0	2,2	2,4	2,3	2,5	2,1	
Схема течения	прямот.	противот.	противот.	прямот.	противот.	прямот.	прямот.	противот.	
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

Параметр, размерность		Номер варианта							
		14	15	16	17	18	19	20	21
Состав дымовых газов, %	CO <sub>2</sub> , %	8,62	8,63	8,57	8,80	8,52	8,77	8,93	8,70
	H <sub>2</sub> O, %	19,00	18,3	18,46	18,54	18,62	18,7	18,83	19,01
	O <sub>2</sub> , %	2,01	1,77	1,62	1,8	1,96	1,93	1,65	1,75
	N <sub>2</sub> , %	70,37	71,3	71,35	70,86	70,9	70,60	70,59	70,54
q <sub>5</sub> , %	6,0	4,2	4,4	3,3	5,6	6,1	5,0	7,0	
t' <sub>1</sub> , °C	430	460	425	470	500	435	480	490	
t'' <sub>1</sub> , °C	170	175	180	185	190	195	200	205	
P <sub>s</sub> , МПа	1,3	0,75	0,9	1,1	1,4	1,2	1,5	1,4	
V <sub>1</sub> , м <sup>3</sup> /ч	9500	15000	17000	20000	13500	18000	16000	14000	
χ	0,03	0,02	0,035	0,04	0,04	0,045	0,05	0,01	
ε, (м <sup>2</sup> ·К)/Вт	0,015	0,008	0,009	0,006	0,012	0,01	0,017	0,02	
D <sub>H</sub> × S, мм	20,8×2,2	32,9×2,8	41,8×2,0	32,9×2,3	26,8×2,3	41,8×2,8	32,9×2,8	41,8×2,8	
W <sub>1ж</sub> , м/с	9,8	10,0	9,5	8,3	8,5	9,6	9,1	9,0	
W <sub>2ж</sub> , м/с	1,9	2,5	2,4	2,0	1,85	1,6	1,45	1,3	
σ <sub>1</sub>	1,5	1,2	1,5	1,5	1,5	1,3	1,5	1,5	
σ <sub>2</sub>	2,0	2,2	2,3	2,4	2,5	2,1	2,0	2,2	
Схема течения	противот.	прямот.	противот.	прямот.	противот.	прямот.	противот.	противот.	
Расположение труб	шахмат.	коридор.	шахмат.	коридор.	коридор.	шахмат.	коридор.	шахмат.	

### ЗАДАНИЕ № 4

Определить расчетную теплообменную поверхность отопительного прибора для исходных данных, приведенных в табл. 2.4.

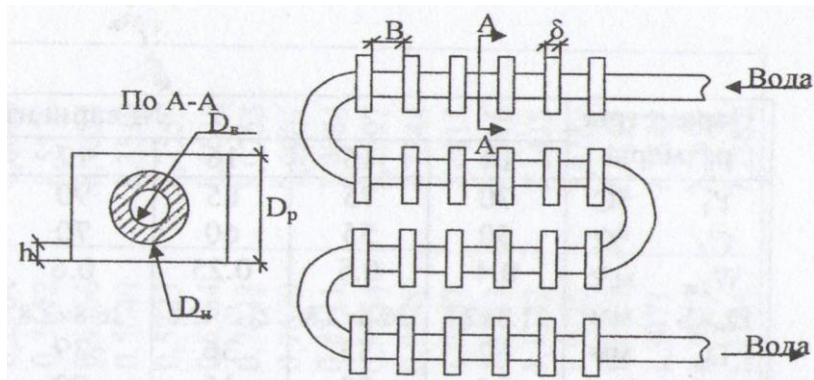


Таблица 2.4

Параметр размеры	Номер варианта					
	1	2	3	4	5	6
$t'_1$ , °C	95	90	85	80	92	75
$t''_1$ , °C	70	60	65	60	70	60
$W_{1ж}$ , м/с	0,1	0,3	0,25	0,2	0,15	0,25
$D_H \times S$ , мм	21,3×2,8	26,8×2,8	48×3,5	33,5×3,2	33,5×3,2	48×3,5
$D_p$ , мм	42	39	64	76	60	69
$B$ , мм	10	15	20	15	10	15
$\delta$ , мм	1,0	1,5	2,0	1,0	1,5	1,0

Продолжение табл. 2.4

Параметр размеры	Номер варианта						
	7	8	9	10	11	12	13
$t'_1$ , °C	85	80	90	95	90	85	80
$t''_1$ , °C	70	50	80	72	70	70	62
$W_{1ж}$ , м/с	0,2	0,15	0,1	0,3	0,35	0,4	0,25
$D_H \times S$ , мм	33,5×3,2	21,3×2,8	26,8×2,8	21,3×2,8	26,8×2,8	48×3,5	33,5×3,2
$D_p$ , мм	62	36	52	42	65	92	46
$B$ , мм	10	20	15	10	20	30	25
$\delta$ , мм	2,0	1,5	1,8	1,3	1,1	0,8	1,0

Параметр размеры	Номер варианта						
	14	15	16	17	18	19	20
$t'_1$ , °С	70	75	85	90	95	80	75
$t''_1$ , °С	50	55	60	70	70	65	60
$W_{1ж}$ , м/с	0,4	0,5	0,25	0,6	0,5	0,75	0,7
$D_H \times S$ , мм	21,3×2,8	26,8×2,8	21,3×2,8	26,8×2,8	26,8×2,8	48×3,5	33,5×3,2
$D_p$ , мм	52	52	36	39	39	75	60
$B$ , мм	15	20	15	20	20	25	30
$\delta$ , мм	1,7	1,9	1,2	2,0	2,0	1,4	1,1

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дерюгин, В. В. Тепломассообмен [Электронный ресурс] : Учебное пособие / В. В. Дерюгин, В. Ф. Васильев, В. М. Уляшева. - Санкт-Петербург : Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, ЭБС АСВ, 2016. - 244 с. - ISBN 978-5-9227-0690-2. URL: <http://www.iprbookshop.ru/74378.html>
2. Горбачев, М. В. Тепломассообмен [Электронный ресурс] : Учебное пособие / М. В. Горбачев. - Тепломассообмен ; 2025-02-05. - Новосибирск : Новосибирский государственный технический университет, 2015. - 443 с. - Гарантированный срок размещения в ЭБС до 05.02.2025 (автопродлонгация). - ISBN 978-5-7782-2803-0. URL: <http://www.iprbookshop.ru/91625.html>
3. Лаптев, А. Г. Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии [Электронный ресурс] : Монография / А. Г. Лаптев, М. И. Фарахов, Н. Г. Минеев. - Основы расчета и модернизация тепломассообменных установок в нефтехимии ; 2024-12-16. - Санкт-Петербург : Страта, 2015. - 576 с. - Гарантированный срок размещения в ЭБС до 16.12.2024 (автопродлонгация). - ISBN 978-5-906150-38-7. URL: <http://www.iprbookshop.ru/89904.html>
4. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1977. - 344 с.

**Некоторые значения физических свойств различных сред и веществ**

Таблица П.1.1

**Физические свойства сухого воздуха (В = 760 мм рт. ст.)**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ кДж/ (кг·град)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/ (м·град)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ (Н·с)/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
---------------------	------------------------------	-----------------------------	--	--------------------------------------	---	--	----

-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,61	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,584	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722

Таблица П.1.2

**Физические свойства воды на линии насыщения**

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$i,$ кДж/ кг	$C_p,$ кДж/ (кг <sup>0</sup> С)	$\lambda,$ Вт/ (м <sup>0</sup> С)	$a \cdot 10^6$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ (Н·с)/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,013	999,9	0	4,212	0,560	13,2	1788	1,789	13,5
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,580	13,8	1306	1,306	9,45
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,597	14,3	1004	1,006	7,03
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,612	14,7	801,5	0,805	5,45

40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,627	15,1	653,3	0,659	4,36
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,640	15,5	549,4	0,556	3,59
60	1,013	983,1	251,1	4,179	0,650	15,8	469,9	0,478	3,03
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,662	16,1	406,1	0,415	2,58
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,669	16,3	355,1	0,365	2,23
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,676	16,5	314,9	0,326	1,97
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,684	16,8	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	17,0	259,0	0,272	1,60
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	17,1	237,4	0,252	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	17,2	217,8	0,233	1,35
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	17,2	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	17,3	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,681	17,3	173,6	0,191	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,676	17,2	162,8	0,181	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,672	17,2	153,0	0,173	1,03
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,664	17,2	144,2	0,165	0,965
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,658	17,0	136,4	0,158	0,932
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,649	16,7	130,5	0,153	0,915
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,640	16,5	124,6	0,148	0,898
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,629	16,3	119,7	0,145	0,888
240	33,48	813,6	1037,5	4,76	0,617	16,0	114,8	0,141	0,883
250	39,78	799,0	1085,7	4,87	0,605	15,5	109,0	0,137	0,884
260	46,94	784,0	1135,7	4,98	0,593	15,2	105,9	0,135	0,892
270	55,05	767,9	1185,3	5,12	0,578	14,7	102,0	0,133	0,905
280	64,19	750,7	1236,8	5,30	0,565	14,3	98,1	0,131	0,917
290	74,45	732,3	1290,0	5,50	0,548	13,7	94,2	0,129	0,944
300	85,92	712,5	1344,9	5,76	0,532	13,0	91,2	0,128	0,986
310	98,70	691,1	1402,2	6,11	0,514	12,2	88,3	0,128	1,05
320	112,90	667,1	1462,1	6,57	0,494	11,3	85,3	0,128	1,14
330	128,65	640,2	1526,2	7,25	0,471	10,2	81,4	0,127	1,25
340	146,08	610,1	1594,8	8,20	0,446	8,95	77,5	0,127	1,42
350	165,37	574,4	1671,4	10,10	0,431	7,90	72,6	0,126	1,70

Таблица П.1.3

**Физические свойства водяного пара на линии насыщения**

$t, ^\circ\text{C}$	$p \cdot 10^{-5},$ Па	$\rho'',$ кг/м <sup>3</sup>	$i'',$ кДж/ кг	$r,$ кДж/кг	$C_p,$ кДж/ (кг $\cdot$ °C)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/ (м <sup>0</sup> C)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	2,372	18,58	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	2,489	13,83	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2202,8	2,206	2,593	10,50	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	2,686	7,972	8,85	1,11

140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	2,791	6,130	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,3	2,395	2,884	4,728	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	3,012	3,722	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	3,128	2,939	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	3,268	2,339	2,93	1,25
190	12,55	6,397	2786,4	1978,8	2,856	3,419	1,872	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	3,547	1,492	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	3,722	1,214	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	3,896	0,983	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1813,0	3,634	4,094	0,806	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,0	1766	3,881	4,290	0,658	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801	1716	4,157	4,515	0,544	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796	1661	4,467	4,800	0,453	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2709	1604	4,815	5,115	0,378	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2780	1543	5,234	5,490	0,317	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766	1476	5,694	5,830	0,26	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749	1404	6,280	6,270	0,216	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727	1325	7,118	6,840	0,141	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700	1238	8,206	7,510	0,108	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2666	1140	9,881	8,260	0,081	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2622	1027	12,35	9,300	0,058	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564	893	16,24	10,70	0,036	0,234	4,03

Таблица П.1.4

**Физические свойства дымовых газов**  
**(В=760 мм рт. ст.,  $\rho_{\text{CO}_2} = 0,13$ ;  $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 0,11$ ;  $\rho_{\text{N}_2} = 0,76$ )**

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$C_p,$ КДж/ (кг·град)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/ (м·град)	$a \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	$\mu \cdot 10^6,$ (Н·с)/м <sup>2</sup>	$\nu \cdot 10^6,$ м <sup>2</sup> /с	Pr
0	1,295	1,0426	2,2795	2,189	15,784	12,20	0,72
100	0,950	1,0677	3,1285	3,996	20,395	21,54	0,69

200	0,748	1,097	4,0124	6,336	24,496	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8381	9,058	28,233	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	12,218	31,686	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	15,700	34,855	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	19,555	37,867	93,61	0,62
700	0,363	1,2394	8,2689	23,821	40,692	112,1	0,61
800	0,330	1,2645	9,1528	28,472	43,38	131,8	0,60
900	0,301	1,2896	10,013	33,433	45,911	152,5	0,59
1000	0,275	1,3063	10,897	39,316	48,363	174,3	0,58
1100	0,257	1,3231	11,746	44,773	50,708	197,1	0,57
1200	0,240	1,3398	12,619	50,857	52,994	221,0	0,56

Таблица П.1.5

**Соотношения между единицами измерения системы МКГСС  
и международной системы единиц (СИ)**

Энергия	1 ккал = 4,187 кДж
Сила	1 кгс = 9,81 Н
Удельный вес	1 кг/м <sup>3</sup> = 9,81 Н/м <sup>3</sup>
Плотность	1 кг · с <sup>2</sup> /м <sup>2</sup> = 9,81 кг/м <sup>3</sup>
Давление	1 кг/см <sup>2</sup> = 9,81 Н/см <sup>2</sup>
Коэффициент динамической вязкости	1 кг · с/м <sup>2</sup> = 9,81 Н · с/м <sup>2</sup>
Теплоемкость	1 ккал/(кг · град) = 4,187 кДж/(кг · град)
Энтальпия	1 ккал/кг = 4,187 кДж/кг
Тепловой поток	1 ккал/ч = 1,163 Вт
Плотность теплового потока	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч) = 1,163 Вт/м <sup>2</sup>
Коэффициент теплопроводности	1 ккал/(м · ч · град) = 1,163 Вт/(м · град)
Коэффициент теплоотдачи	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч · град) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · град)
Коэффициент излучения	1 ккал/(м <sup>2</sup> · ч · К <sup>4</sup> ) = 1,163 Вт/(м <sup>2</sup> · К <sup>4</sup> )

Таблица П.1.6

**Степень черноты полного нормального излучения для различных  
материалов**

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon$
Алюминий полированный	225 – 575	0,039 – 0,057
То же, шероховатый	26	0,055
Алюминий, окисленный при 600 °С	200 – 600	0,11 – 0,19
Железо полированное	425 – 1020	0,144 – 0,377

Железо, свежемобработанное наждаком	20	0,242
Железо окисленное	100	0,736
Стальное литье полированное	770 – 1040	0,52 – 0,56
Сталь листовая шлифованная	940 – 1100	0,55 – 0,61
Сталь, окисленная при 600 °С	200 – 600	0,80
Чугун	830 – 990	0,60 – 0,70
Окись железа	500 – 1200	0,85 – 0,95
Золото	225 – 635	0,018 – 0,035
Латунная пластина, прокатанная	22	0,06
Латунная пластина тусклая	50 – 350	0,22
Медь полированная	80 – 115	0,018 – 0,023
Медь, окисленная при 600 °С	200 – 600	0,57 – 0,87
Окись меди	800 – 1100	0,66 – 0,54
Молибденовая нить	725 – 2600	0,096 – 0,292
Никель полированный	225 – 375	0,07 – 0,087
Никелевая проволока	185 – 1000	0,096 – 0,186
Никель, окисленный при 600 °С	200 – 600	0,37 – 0,48
Хромоникель	125 – 1034	0,64 – 0,76
Олово	25	0,043 – 0,064
Платина полированная	225 – 625	0,054 – 0,104
Ртуть чистая	0 – 100	0,09 – 0,12
Свинец серый	25	0,281
Серебро	225 – 625	0,0198 – 0,0324
Хром	100 – 1000	0,08 – 0,26
Цинк полированный	225 – 325	0,045 – 0,053
Оцинкованное железо	28	0,228
Оцинкованное железо серое	24	0,276
Асбестовая бумага	40 – 370	0,93 – 0,945
Вода	0 – 100	0,95 – 0,963
Гипс	20	0,903
Кварц	20	0,932
Кирпич красный	20	0,93

Окончание табл. П.1.6

Наименование материала	$t, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon$
------------------------	---------------------	---------------

Кирпич шамотный	1100	0,75
Кирпич огнеупорный	--	0,8 – 0,9
Лак белый	40 – 95	0,80 – 0,95
Лак черный	25	0,875
Масляные краски	100	0,92 – 0,96
Мрамор	22	0,931
Резина твердая	23	0,945
Резина мягкая	24	0,859
Стекло	22	0,937
Сажа	40 – 370	0,945
Толь	21	0,910
Уголь очищенный	125 – 625	0,81 – 0,79
Угольная нить	1040 – 1405	0,526

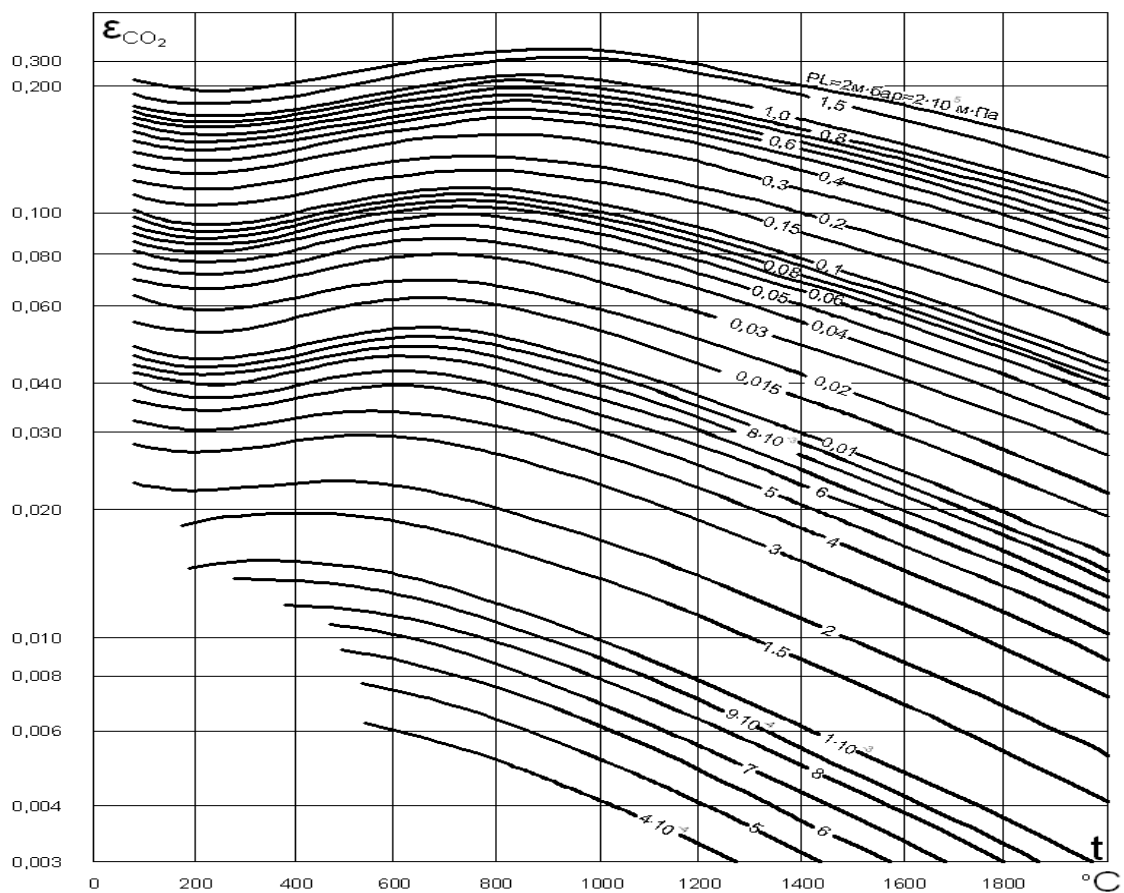


Рис. П.1.1. Графическая зависимость степени черноты углекислоты  $\epsilon_{CO_2} = f(t, pl)$  от температуры

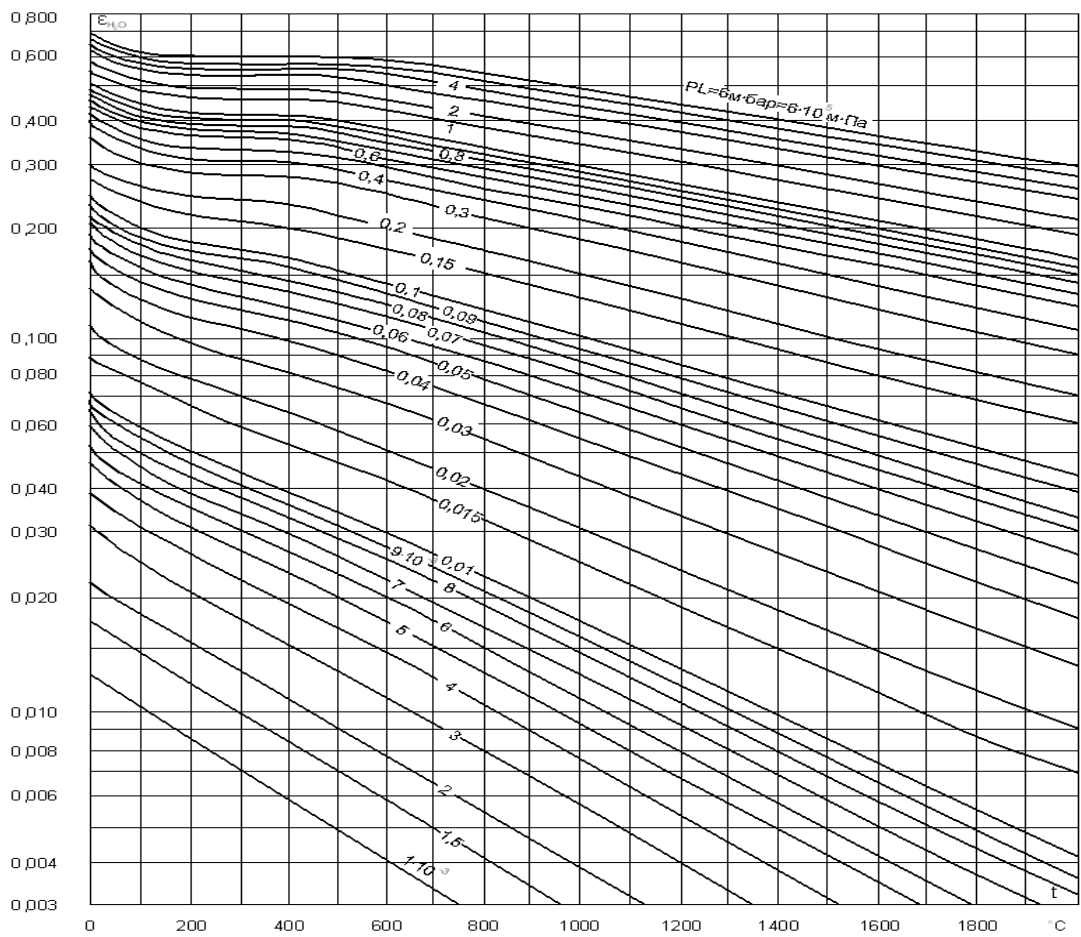


Рис. П.1.2. Графическая зависимость степени черноты водяных паров  $\epsilon_{H_2O} = f(t, pl)$  от температуры

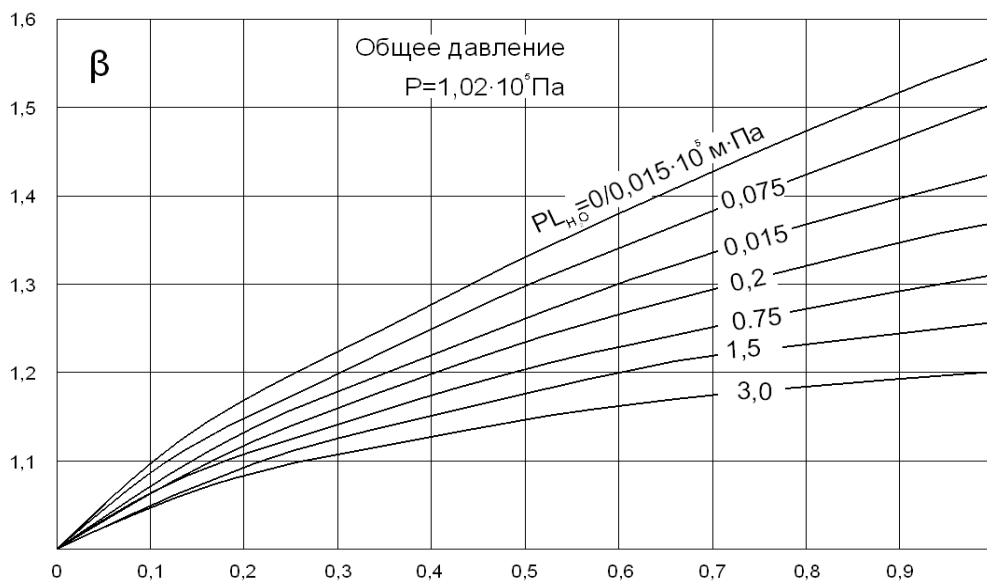


Рис. П.1.3. Графическая зависимость поправочного коэффициента  $\beta$  на парциальное давление для водяного пара

**Значения поправочного коэффициента  $\epsilon_{\Delta t}$  для определения среднелогарифмического температурного напора в зависимости от схемы движения теплоносителя**

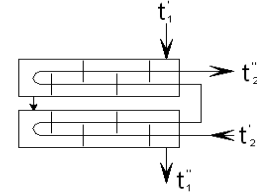
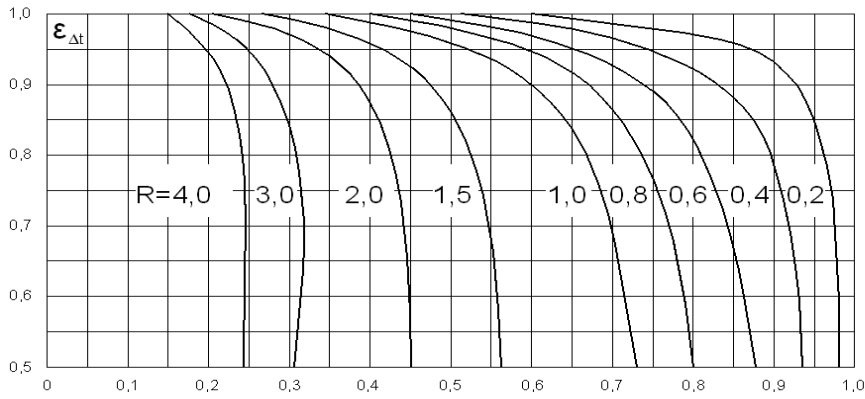


Рис. П.2.1.  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

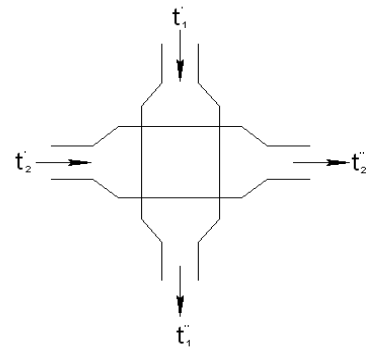
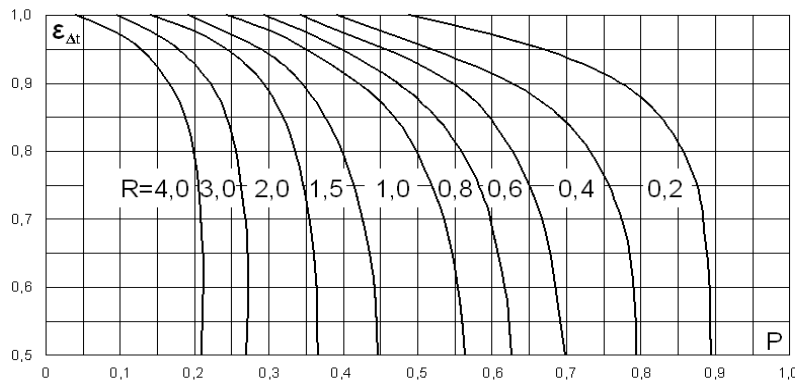


Рис. П.2.2.  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

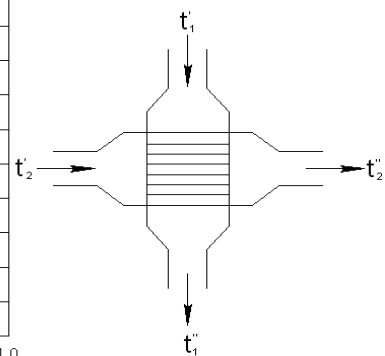
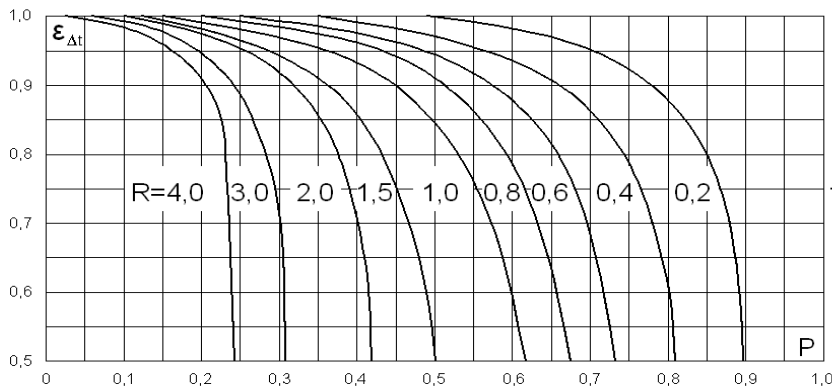


Рис. П.2.3.  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

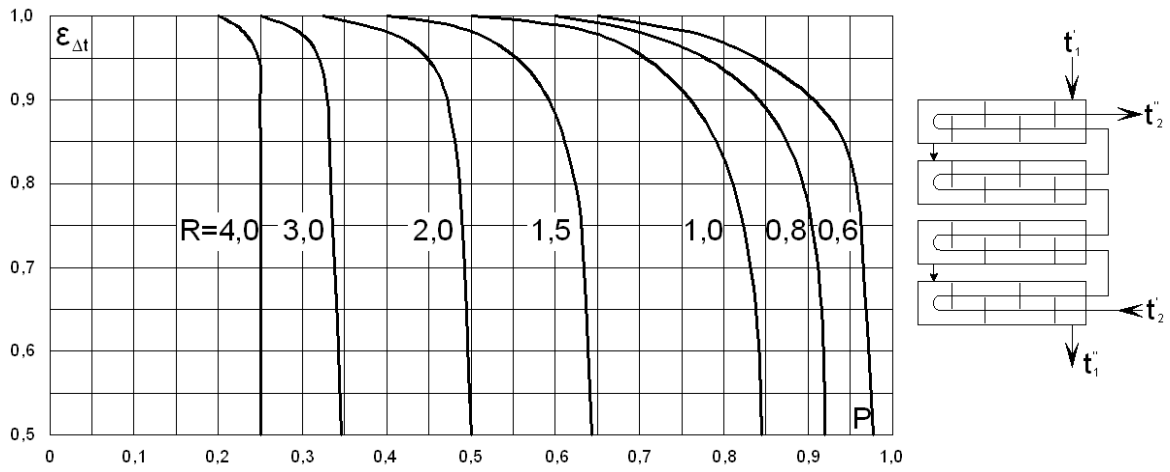


Рис. П.2.4.  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

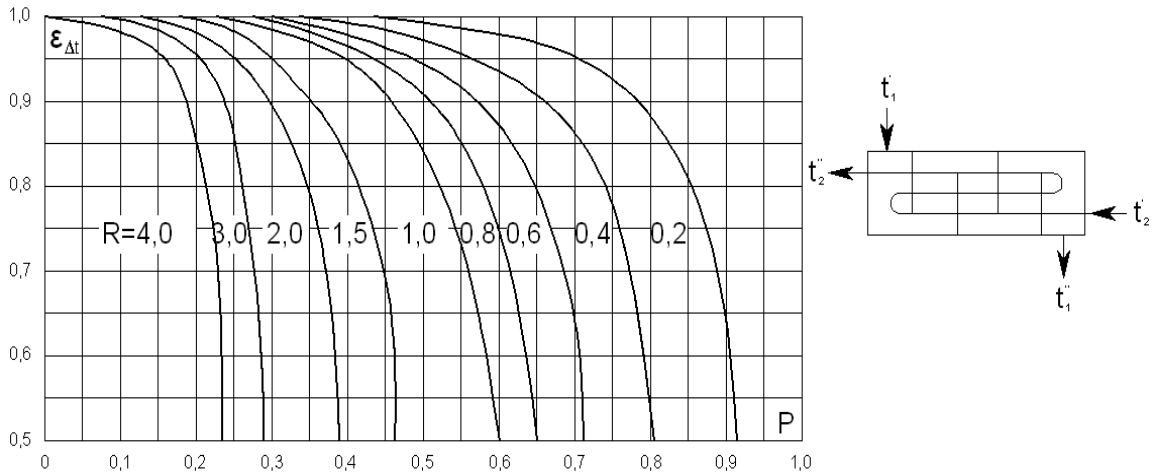


Рис. П.2.5.  $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$

# РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ И КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

Методические указания  
к выполнению курсовой и практической работы  
по дисциплинам «Тепломассообмен», «Теплогазоснабжение с основами  
теплотехники», «Энергосбережение в теплоэнергетике», «Технические  
средства и методы защиты окружающей среды», «Техническая  
термодинамика и теплотехника»  
для бакалавров направлений 08.03.01 Строительство,  
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника, 21.03.01 Нефтегазовое дело,  
18.03.01 Химическая технология  
всех форм обучения

Составители:  
Мелькумов Виктор Нарбенович  
Петрикеева Наталья Александровна

Редактор Наталья Николаевна Аграновская

Подписано к изданию 02.02.2021.

Уч.-изд. л. 2,38

Объем данных 4,28 МБ

ФГБОУ ВО Воронежский государственный технический университет  
394006, г. Воронеж, ул. 20 лет Октября, 84